

Obtaining fuel from straw by briquetting eliminates a number of problems (storage of raw materials regardless of the season, warehousing, transportation, automation download in furnaces) and makes a universal fuel both in terms of methods of burning, and with the view of consumers.

One of the main features that characterize briquettes from straw biomass is their ultimate humidity, which is provided usually by drying straw. We have proposed the use of straw is not drying as the most, briquettes formed by the heat in their production. The rate of drying of fuel pellets is directly proportional to the moisture, remove from the cake, and drying factor.

That is, to speed drying should reduce the relative humidity of cooling air, leading to a decrease equilibrium moisture briquettes. Increasing the speed of drying is also possible due to increase of the drying that with increasing temperature increases.

In the first stage drying of fuel briquettes held atmospheric air. The heated and the first stage of the process air drying, enters the second stage of drying.

In the second phase to intensify the process of drying briquettes air heated by electroheaters. At the same time it humbles himself humidity and enthalpy increases, due to what is provided bricks to the required final drying humidity. Using heated air will increase the rate of drying bricks and reduce the humidity of the final.

**Keywords:** biofuels, straw, briquettes, humidity, drying, temperature, mass, air, heated dryers.

Стаття надійшла в редакцію: 22.05.2015р.

Рецензент: д.т.н., професор Павлюченко А.М.

УДК 536.24

### РОЗРАХУНКИ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРИВЕДЕНИХ ПАРАМЕТРІВ

**В. Ф. Сіренко**, к.т.н., доцент, Сумський національний аграрний університет

Розроблено єдиний уніфікований підхід для визначення величини поверхні теплообміну в рекуперативних теплообмінниках і для визначення ефективності використання енергії гріючого теплоносія.

Для цієї мети застосовано приведення температур теплоносіїв до самої низької початкової температури теплоносія, що нагрівається. Тим самим зменшили кількість змінних величин на 1 одиницю.

Внаслідок спрощення виразів для різниці температур на кінцях теплообмінника отриманий загальний вираз для середньої різниці температур при протиточному і прямоточному русі теплоносіїв в апараті. Нині застосовується вираз, у якому слід попередньо визначати більшу і меншу різницю температур і тільки потім підставляти їх значення у вихідну формулу.

Застосування методу приведених температур також спрощує вираз для визначення коефіцієнта корисної дії теплообмінника.

Введений нами коефіцієнт співвідношення між «правою» і «лівою» різницею температур одночасно увійшов у вирази для визначення поверхні теплопередачі і для визначення коефіцієнта корисної дії теплообмінника. Задаючись значеннями цього коефіцієнта з діапазону допустимих величин, можна визначати співвідношення між площею і ККД теплообмінника вже на стадії ескізного проектування.

**Ключові слова:** теплообмін, приведені температури, середня різниця температур, поверхня теплопередачі, ККД теплообмінника.

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Теплообмінний апарат - пристрій, в якому здійснюється процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого для здійснення різних теплових процесів. При виборі напряму руху теплоносіїв перевагу надають протитечії і перехресному струму, оскільки в цьому випадку питома теплове навантаження виходить вище, ніж при прямотку.

Споживач теплообмінної апаратури перш за все орієнтується на дотримання технологічних параметрів, зокрема дотримання температури нагріваемого теплоносія і в меншій мірі на ефективність роботи обладнання, зокрема, на вели-

чину ККД. Тому вже на початкових стадіях проектування теплообмінного обладнання слід створити доступний алгоритм, що ув'язує енергетичні і масогабаритні показники.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

На сучасному етапі в технічній та навчальній літературі існує єдиний підхід до визначення рушійної сили процесу теплопередачі при змінних температурах теплоносіїв [1,2] на основі знаходження середньологарифмічного значення. В практичних розрахунках для застосування цього підходу рекомендується окремо підраховувати різниці температур на обох кінцях теплообмінника, визначати більше і менше значення, а потім

підставляти їх у розрахункову формулу. Нові наукові публікації з цього приводу не просліджуються.

**Формулювання цілей статті.** Розробити єдиний методичний підхід до розрахунків рекуперативних теплообмінників і до визначення їх енергетичної ефективності на основі застосування приведених параметрів.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** В процесі теплопередачі тепло переходить від більш нагрітого середовища (рідини, газу, пари) до холодного через розділяючу їх тверду стінку. Тепловий потік, що проходить через стінку визначається рівнянням теплопередачі

$$Q = KF\Delta t_{cp}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

Де  $K$  – коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$ ;

$F$  – поверхня теплопередачі,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta t_{cp}$  – середня різниця температур теплоносіїв, град.

Середня різниця температур теплоносіїв є рушійною силою процесу теплопередачі.

Для найпростіших випадків напрямків течії теплоносіїв: протічечії (паралельно в одному напрямку) та протитечії (назустріч один одному) середню різницю температур найчастіше рекомендують [1,3] визначати за формулою

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (2)$$

Де  $\Delta t_{\delta}$ ,  $\Delta t_{\text{м}}$  – більша та менша різниця температур між гріючим та нагріваним теплоносіями на кінцях теплообмінників.

В цьому виразі використовуються чотири значення температури:

$t_1$ ,  $t_2$  – температура гріючого теплоносія на вході і виході із теплообмінника;

$\theta_1, \theta_2$  – температура нагріваного теплоносія на вході і виході із теплообмінника, які пов'язані між собою рівняннями теплового балансу і теплопередачі. Тому при розрахунках поверхні теплопередачі, а, особливо, при оцінці ефективності роботи теплообмінного обладнання, для отримання однозначного рішення використовуються способи поступового наближення.

З метою прискорення вирішень і отримання результатів у всьому діапазоні допустимих значень температури нами запропоновано застосувати метод приведення температури до самої меншої величини. Таким чином зменшується кількість невідомих величин.

Спочатку розглянемо режим протічечії.

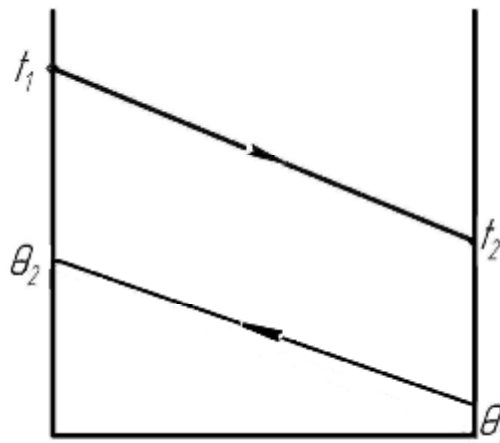


Рис. 1. Температурний графік протічечійного режиму

Із рис.1 видно, що  $\theta_1$  – найнижча температура в теплообмінному апараті, тому вирази приведених температур мають вид

$$\theta_2 - \theta_1 = B_2 \quad (3),$$

$$\theta_1 - \theta_1 = B_1 = 0 \quad (4),$$

$$t_1 - \theta_1 = T_1 \quad (5),$$

$$t_2 - \theta_1 = T_2 \quad (6).$$

Після переходу до приведених температур температурний графік при протічечії (рис. 2) отримав вид,

де  $w_H$ ,  $w_{\delta}$  – водяні еквіваленти нагріваного та гріючого теплоносія  $\text{Вт/град.}$

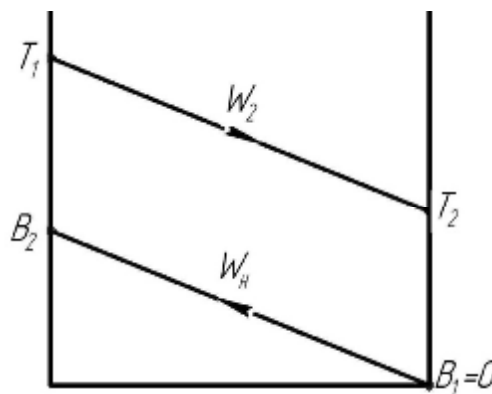


Рис. 2. Температурний графік протічечійного режиму із приведеними температурами

Для визначення середньої різниці температур між гріючим та нагріваним теплоносіями за виразом (2) запишемо їх значення для умовно лівого та правого кінців теплообмінного апарата із врахуванням, що  $B_1=0$

$$\Delta t_{\text{ліє}} = T_1 - B_2 \quad (7);$$

$$\Delta t_{\text{прає}} = T_2 - B_1 = T_2 \quad (8).$$

Вводимо коефіцієнт співвідношення  $\beta$  між «правою» та «лівою» різницями температур

$$\beta = \frac{\Delta t_{\text{прає}}}{\Delta t_{\text{ліє}}} = \frac{T_2}{T_1 - B_2}, \quad (9)$$

звідсіля

$$T_2 = \beta(T_1 - B_2), \quad (10)$$

$$\text{або } \Delta t_{\text{прає}} = \beta \Delta t_{\text{ліє}}. \quad (11)$$

Якщо

$$\Delta t_{ліє} = \Delta t_{прає} \quad (12)$$

то коефіцієнт  $\beta=1$ ;

Якщо

$$\Delta t_{ліє} = \Delta t_{\delta} \quad (13)$$

і  $T_2 = \Delta t_M$  то коефіцієнт  $\beta < 1$ ;

Якщо

$$\Delta t_{ліє} = \Delta t_M \quad (14)$$

і  $T_2 = \Delta t_{\delta}$  то коефіцієнт  $\beta > 1$

Значення середньої різниці температур при різних коефіцієнтах  $\beta$  знаходимо підставляючи в (2) вирази (11), (12), (13), (14) і використовуючи властивості логарифмів

$$\text{При } \beta=1 \quad \Delta t_{cp} = \Delta t_{ліє} = \Delta t_{прає} \quad (15)$$

При

$\beta < 1$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{ліє} - \Delta t_{прає}}{\ln \frac{\Delta t_{ліє}}{\Delta t_{прає}}} = \Delta t_{ліє} \frac{(1-\beta)}{\ln \frac{1}{\beta}} = \Delta t_{ліє} \frac{\beta-1}{\ln \beta} \quad (16)$$

При

$\beta > 1$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}} = \frac{\beta \Delta t_{ліє} - \Delta t_{ліє}}{\ln \frac{\beta \Delta t_{ліє}}{\Delta t_{ліє}}} = \Delta t_{ліє} \frac{\beta-1}{\ln \beta} \quad (17)$$

Діапазон зміни коефіцієнта співвідношення  $0 < \beta < +\infty$ .

Незалежно від співвідношення різниць температур і від їх виникнення на різних кінцях теплообмінника отримані однакові вирази для  $\Delta t_{cp}$ .

Режим прямотечії

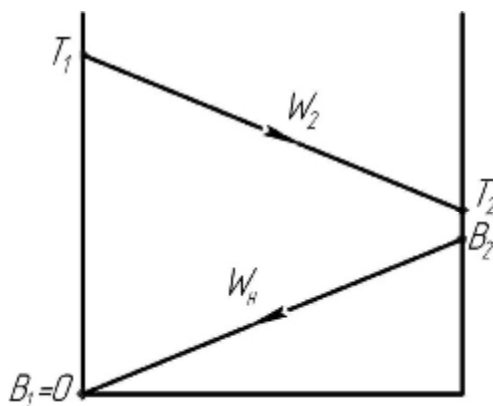


Рис. 3. Температурний графік прямотечійного режиму руху теплоносіїв із приведеними температурами

До приведених температур у випадку прямотечії переходимо по раніше отриманим формулам (3-6).

Середню різницю температур між гріючим та нагріваємым теплоносіями знаходимо також за виразом (2). Умовно для лівого та правого кінців теплообмінного апарата запишемо різниці температур із врахуванням, що  $B_1=0$

$$\Delta t_{ліє} = T_1 - B_1 = T_1 \quad (18);$$

$$\Delta t_{прає} = T_2 - B_2 \quad (19).$$

Як і в першому випадку вводимо коефіцієнт співвідношення  $\beta$  між «правою» та «лівою» різни-

цями температур

$$\beta = \frac{\Delta t_{прає}}{\Delta t_{ліє}} = \frac{T_2 - B_2}{T_1} \quad (20)$$

Якщо умовно розглядати рух потоків теплоносіїв зліва направо, тоді

$$\Delta t_{\delta} = \Delta t_{ліє} \quad (21),$$

а коефіцієнт  $\beta < 1$ ; а якщо справа наліво, то

$$\Delta t_{ліє} = \Delta t_{\delta} \quad (22),$$

а коефіцієнт  $\beta > 1$ .

Після підстановки (21-22) до формули (2) отримаємо вирази тотожні (16), (17). Єдина відмінність для прямотечії полягає в тому, що  $\beta \neq 1$ . Тому межі зміни значень цієї величини  $+\infty > \beta > 1$ , та  $1 > \beta > 0$ .

Таким чином, встановлено, що для визначення середнього температурного напору в теплообмінниках з протитечією та прямотечією теплоносіїв, взамін формули (2), в якій щоразу слід визначати більшу та меншу різницю температур, можна використовувати вираз

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{ліє} \frac{\beta-1}{\ln \beta} \quad (23)$$

де  $\beta$  визначається як просте співвідношення між «правою» та «лівою» (за схемою) різницею температур.

Тепер із рівняння теплопередачі (1) можна отримати значення основного параметра теплообмінника – його площі.

$$F = \frac{Q}{K \Delta T_{cp}} \quad (24)$$

Теплове навантаження знаходимо із теплового балансу

$$Q = w_n B_2 = w_2 (T_1 - T_2) \quad (25)$$

Після підстановок (7), (23) і (25) в (24) (для режиму протитечії) отримаємо вираз для площі теплообмінника

$$F = \frac{w_n B_2 \ln \beta}{K (T_1 - B_2) (\beta - 1)} \quad (26)$$

За допомогою цього коефіцієнта  $\beta$  також можна співставити втрати тепла на виході із апарата і величину поверхні теплообміну.

Приклад використання приведених параметрів температури продемонструємо при визначенні ефективності теплообмінників

Споживач теплообмінної апаратури орієнтується на ефективність роботи обладнання, зокрема, на величину ККД. Спрощеним підходом визначення цього параметру є використання теплового балансу, при якому оцінюються теплові втрати через зовнішні поверхні теплообмінника [3]

$$\eta = Q_{\text{відв}} / Q_{\text{підв}} \quad (27).$$

де  $Q_{\text{відв}}$  – фактична кількість теплоти передана від гріючого до нагріваємого теплоносія;

$Q_{\text{підв}}$  – кількість теплоти, що отримав нагріваємый теплоносій і величина втрат енергії через теплоізоляцію.

В цьому випадку зовсім не враховуються не-

продуктивні втрати тепла із гріючим теплоносієм, що виходить із апарату. Значно повніше характеризує ефективність використання теплової енергії вираз [4]

$$\eta = Q_{\text{відв}} / Q_{\text{макс}}, \quad (28)$$

де  $Q_{\text{макс}}$  - максимально можлива кількість теплоти, що може бути передана від гріючого теплоносія.

На прикладі протитечійного руху теплоносіїв складемо вирази для витрат тепла із формули (28)

$$\eta = \frac{w_n B_2 - 0}{w_2 T_1 - B_1} = \frac{w_n B_2}{w_2 T_1} \quad (29)$$

Співвідношення між  $\frac{w_n}{w_2}$  знаходимо із теплового балансу по теплоносіям

$$Q = w_n B_2 = w_2 (T_1 - T_2) \quad (30)$$

Після підстановки в (28) маємо

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - B_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (31)$$

Коефіцієнт корисної дії теплообмінника також можна виразити через коефіцієнт  $\beta$ .

Зважаючи на (9) для протитечії

$$T_2 = \beta(T_1 - B_2)$$

Після підстановки в (28)

$$\eta = 1 - \beta \left(1 - \frac{B_2}{T_1}\right). \quad (32)$$

Аналогічно можна отримати вираз ККД і для прямиотечії.

Вважаючи параметри  $w_n$ ,  $K$ ,  $T_1$ ,  $B_2$  сталими величинами, ми отримали залежності ефективності роботи (31) і масогабаритного показника – поверхні теплообмінника (25) як функції одного незалежного параметра  $\beta$ . Тепер, вже на стадії ескізного проектування маємо аналітичні залежності для доцільного вибору технологічних і конструктивних параметрів теплообмінного обладнання.

**Висновки.** Застосовано апарат приведених параметрів (температур). Отримані залежності для визначення поверхні теплопередачі і коефіцієнта корисної дії теплообмінника від одного спільного параметра – співвідношення температур на кінцях теплообмінного апарата.

#### Список використаної літератури:

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 10-е изд. стереотип., доработ. — М.: ООО ТИД "Альянс", 2004. — 753 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача.- М.: Энергоиздат, 1981. -415 с.
3. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети/Учебник для вузов. :Москва, Издательство МЭИ, 2001. - 472с.
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочная серия / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А. В. Клименко и проф. В. М. Зорина. — 4-е изд. — М.:Издательский дом МЭИ, 2009. — 632 с.: ил.

#### **Сиренко В.Ф. Расчет и обоснование выбора теплообменных аппаратов с использованием приведенных параметров**

*Разработан единый унифицированный подход для определения величины поверхности теплообмена в рекуперативных теплообменниках для определения эффективности использования энергии греющего теплоносителя.*

*Для этой цели применено приведение температур теплоносителей к самой низкой начальной температуре нагреваемого теплоносителя. Тем самым понизили количество переменных величин на 1 единицу.*

*Вследствие упрощения выражений для разности температур на концах теплообменника получено общее выражение для средней разности температур при противоточном и прямоточном движении теплоносителей в аппарате взамен ныне применяемого выражения, в котором необходимо предварительно определять большую и меньшую разность температур и только потом подставлять в исходную формулу.*

*Применение метода приведенных температур также упрощает выражение для определения коэффициента полезного действия теплообменника.*

*Введенный нами коэффициент соотношения между «правой» и «левой разностью температур одновременно вошел в выражения и для определения поверхности теплопередачи и для определения коэффициента полезного действия теплообменника. Задаваясь значениями этого коэффициента из диапазона допустимых величин, можно определять соотношения между площадью и КПД теплообменника уже на стадии эскизного проектирования.*

**Ключевые слова:** теплообмен, приведенные температуры, средняя разность температур, поверхность теплопередачи, КПД теплообменника.

#### **Sirenko V.F. Calculation and justification of the choice of heat exchangers using the above parameters**

*Developed a single, unified approach to determine the magnitude of the surface heat exchange in the*

regenerative heat exchangers and to determine the efficiency of energy use and heating of the coolant.

For this purpose, applied to bring the temperature of the coolant to the lowest initial temperature of the coolant heats up. Thereby reduced the number of variables by 1 unit.

Due to simplify the expressions for the temperature difference at the ends of the heat exchanger obtained a General expression for the average temperature difference in counterflow and direct the movement of fluids in the apparatus. But at the present time, have used the expression in which pre-define a large and a smaller temperature difference and then substituted into the original formula.

The application of the method given temperature also simplifies the expression to determine the coefficient of performance of the heat exchanger.

We introduced the coefficient of correlation between "right" and "left temperature difference simultaneously entered in the expression for determining the heat transfer surface and to determine coefft efficiency of the heat exchanger. Specifying the values of this coefficient from the range of admissible values, we can determine the ratio between the size and efficiency of the heat exchanger at the stage of preliminary design.

**Keywords:** heat transfer, reduced temperature. the average temperature difference, the surface of the heat transfer efficiency of the heat exchanger.

Стаття надійшла в редакцію: 12.05.2015р.

Рецензент: д.т.н., професор Павлюченко А.М.

УДК 631.6:556.3

### ОЦІНКА РИЗИКУ ЗАБРУДНЕННЯ ВОДОЙМ РУХОМИМИ КОМПОНЕНТАМИ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ ТА ПЕСТИЦИДІВ

О. Б. Шандиба, к.т.н.

Д. М. Шпетний, аспірант

О. В. Семерня, ст. викладач

І. В. Верещака, ст. викладач

Сумський національний аграрний університет

Проблема захисту ґрунтових та поверхневих вод від забруднення внаслідок міграції не лише стала більш актуальною за останні десятиліття інтенсивного землеробства, але взагалі може вийти з-під контролю внаслідок різкого збільшення площі забруднених територій, особливо в місцях складування відходів, неорганізованих звалищ, викидів токсичних речовин, техногенних катастроф, тощо. На особливу увагу заслуговує система екологічного моніторингу, прогнозування та зниження ризику забруднення відкритих водойм рухомими компонентами мінеральних добрив та пестицидів.

**Ключові слова:** міграція, мінеральні добрива, пестициди, рухомі компоненти, градієнт рельєфу, інфільтрація, забруднення.

**Постановка проблеми.** Гідродинамічна концепція транспорту забруднень в ґрунтово-водних системах передбачає розв'язок диференціальних рівнянь масопереносу, що в тій чи іншій мірі враховують найбільш суттєві фактори природних процесів [1,2]. Слід зауважити, що одні з перших теоретично обґрунтованих результатів моделювання міграції рухомих хімічних компонентів в ґрунтах були отримані М.М.Верігіним та А.Е.Орадовською ще в середині минулого століття [3,4]. Подальше ускладнення математичного апарату і розширення сфери застосування запропонованих моделей пов'язане з проблемою визначення крайових умов і адекватності рішень при багаторазовому несистематичному зволоженні інфільтраційного шару ґрунту та міграцією рухомих забруднень в напрямку депресивних ділянок рельєфу [4-7].

**Аналіз останніх досліджень.** Розглядається процес гідродинамічного вимивання рухомих компонентів хімічних речовин внаслідок інфи-

льтрації атмосферних опадів в ґрунт, насичення та просування ґрунтового розчину по градієнту рельєфу. Враховуючи несистематичність та нерівномірність зволоження, необхідно визначити інтегральні характеристики міграції та оцінити частку забруднень, що пройдуть через контрольну межу за визначений час і можуть потрапити у відкриті водойми.

**Виклад основного матеріалу.** Модель з застійними зонами. В попередніх роботах [5,7] була запропонована модель концентраційного фону ґрунтово-водної системи з застійними зонами:

$$C = C_0 + \frac{C_N - C_0}{B\varepsilon} [1 - \exp(-Bkt)] \exp\left(-\frac{k}{\varepsilon_1} \tau\right) \quad (1)$$

де  $C$  - осереднена концентрація забруднення в ґрунтовому розчині інфільтраційного шару;

$C_0$   $C_N$  - початкові концентрації забруднення відповідно в інфільтраційному потоці та застій-